УДК 658.345:621.874+06

Е.Б. СМИРНОВ

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ШУМООБРАЗОВАНИЯ В КАБИНАХ СТРЕЛОВЫХ КРАНОВ, ОБУСЛОВЛЕННОГО ВОЗДЕЙСТВИЕМ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

В работе рассмотрен процесс формирования акустических характеристик в кабинах стреловых кранов. Выявлены зависимости формирования шума в кабинах от внешних источников аэродинамического шума и на основе этого определены возможные пути снижения уровней звукового давления на рабочих местах крановщиков.
Ключевые слова: *шум, звукоизоляция, краны, кабина, ДВС.*

Введение. Стреловые краны, к которым относятся железнодорожные, гусеничные и на пневмоколесном ходу, предназначены для универсального применения не только на промышленных предприятиях, но и в портах и на железнодорожных узлах.

Эти краны в основном различаются ходовыми частями, но их платформы с силовой установкой и механизмы не только имеют много общего, но и зачастую взаимозаменяемы. Поэтому можно предположить, что и процесс формирования акустических характеристик в кабинах будет во многом идентичен. Действительно, практически все машины, имеют в качестве источника энергии двигатель внутреннего сгорания (ДВС), именно он и является основным источником повышенного шума [1, 2]. В свою очередь, основным "источником" шума ДВС являются процессы выпуска и всасывания, которые относятся к источникам аэродинамического шума, а также шум, излучаемый корпусом. Данная статья посвящена теоретическому исследованию закономерностей формирования уровней шума в кабинах стреловых кранов от воздействия источников шума ДВС.

Методы решения. Согласно исследованиям [1, 2] звуковая мощность, проходящая через ограждение, определяется выражением

$$W_{пр} = I_{пад}\left(1 - \alpha^{f}\right) \; \tau \;\; S_{огр} = I_{пад}\left(1 - \alpha^{f}\right) \;\; S_{огр_i} \;\; 10^{-0,1ЗИ_i}\beta_i, \qquad (1)$$

где $I_{пад}$ – интенсивность звука, падающего на ограждение, Вт/м^2; $S_{огр_i}$ – площадь i-го элемента ограждения, м^2; α^f – частотно-зависимый коэффициент звукопоглощения кабины; $ЗИ_i$ – звукоизоляция i-го элемента кабины, дБ; β_l – коэффициент дифракции звуковой энергии на элементах ограждения кабины.

Примем, что корпус редуктора представляет собой совокупность плоских источников. Тогда интенсивность звука определяется по формуле

$$I_{пл} = \frac{4W}{\pi\, ab}\operatorname{arctg}\frac{ab}{\sqrt{4R^2 + a^2 + b^2} \;\; 2R}, \qquad (2)$$

где W – излучаемая мощность, Вт; a и b – размеры соответствующей стенки редуктора, м; R – расстояние от редуктора до расчетной точки, м.

Теоретическое значение звуковой мощности плоского источника определяется как

$$W = 418abV^2,$$

где V – виброскорость поверхности корпуса редуктора, м/с.

В этом случае выражение интенсивности звука примет вид

$$I_{пл} = 533V^2 \mathrm{arctg} \frac{ab}{\sqrt{4R^2 + a^2 + b^2} \cdot 2R}. \quad (3)$$

В условиях предприятий, эксплуатирующих и даже изготавливающих стреловые краны, теоретически определить скорость колебаний корпуса не представляется возможным. Кроме этого у редукторов одного типоразмера наблюдается большой разброс уровней вибрации. Поэтому при акустических расчетах кабин целесообразно использовать не непосредственно амплитуды виброскоростей, а октавные (третьоктавные) уровни виброскорости, определяемые либо по паспортным данным, либо определенные экспериментально. Подставим выражение интенсивности звука (3) в формулу звуковой мощности (1) и отнесем к пороговому значению звуковой мощности (10^{-12} Вт). Произведя логарифмирование и учитывая, что уровень виброскорости определяется как

$$L_V = 20 \lg \frac{V}{5 \cdot 10^{-8}},$$

получим выражение для уровней звуковой мощности в кабине от воздействия звукового излучения таких источников в следующем виде:

$$L_{каб1_i} = L_{V_i} + 10 \lg \mathrm{arctg} \frac{ab}{2R\sqrt{4R^2 + a^2 + b^2}} + 10 \lg \sum_{i=1}^{K_1} 10^{\lg \frac{S_{каб} \beta_i}{S_i \, 10^{0,1ЗИ}}} + 10 \lg \frac{\sum_{i=1}^{K_1} \alpha_i^f S_i}{S_{каб}} + 27, \quad (4)$$

где K_1 – количество элементов ограждения кабины; S_i – площадь соответствующего элемента ограждения, м^2; $S_{каб}$ – площадь кабины, м^2.

Примем, что выхлоп является точечным источником шума, интенсивность шума которого определяется по формуле

$$I_{пад}^{вых} = \frac{W_{вых}}{4\pi R_{вых}^2},$$

где $W_{вых}$ – звуковая мощность выхлопа, Вт; $R_{вых}$ – расстояние от выхлопа до стенки кабины, м.

Интенсивность звука, прошедшего в кабину, определяется:

$$I_{каб}^{вых} = \frac{4 \sum_{i=1}^{n} W_{каб_i}}{B_{каб}} = \frac{4 \sum_{i=1}^{n} W_{каб_i} \left(1 - \bar{\alpha}_{каб}\right)}{A_{каб}}, \quad (5)$$

где $A_{каб}$ – эффективная площадь звукопоглощения кабины, м^2.

На основе этих выражений получим зависимость интенсивности звука в кабине от шума выхлопа ДВС:

$$I_{каб}^{вых} = \frac{W_{вых}\left(1 - \bar{\alpha}^f\right)}{\pi A_{каб} R_{вых}^2} \sum_{i=1}^{n} \tau_i S_{огр_i} \beta_{каб_i}.$$

Прологарифмировав и сделав упрощения, получим выражение для определения уровней звукового давления в кабине от составляющей выхлопа:

$$L_{каб}^{вых} = L_{W_{вых}} + 10\lg\frac{1-\bar{\alpha}^{f}}{A_{каб}} - 20\lg R_{вых} + 10\lg\frac{\sum_{i=1}^{6} S_{огр_i}}{\sum_{i=1}^{6} S_{огр_i}\, 10^{0,1(ЗИ_i+\beta_i)}} - 7. \quad (6)$$

Уровень звукового давления в кабине от воздействия шума всасывания ДВС компрессоров определяется аналогичной формулой, причем, по данным работы [3], уровень акустической мощности на всасывание определяется как

$$L_{Wвс}^{вс} = 13\lg S \;\; + (40 \;_n\; 60)\lg V + 32, \quad (7)$$

где $S_{вс}$ – площадь сечения всасывающего патрубка, м^2; $V_п$ – скорость воздушного потока, м/с.

Аналогичным образом определим уровни звукового давления в кабине от воздействия акустической мощности вентилятора, которая определяется следующим образом:

$$L_{Wв}^{в} = 70\lg D_{в} + 50\lg n - 35, \quad (8)$$

где $D_в$ – диаметр лопастей вентилятора, м; $n_в$ – частота вращения, об/мин.

Таким образом, уровни звукового давления в кабине от воздействия различных составляющих акустического излучения ДВС определим энергетическим суммированием:

$$L_{каб} = 10\lg\left(10^{0,1L_{к.д}} + 10^{0,1L_{каб}^{вых}} + 10^{0,1L_{W}^{вс}} + 10^{0,1L_{W}^{в}}\right). \quad (9)$$

Заключение. Как видно из полученных выражений, снижение уровней звукового давления в кабине возможно достичь либо за счет снижения интенсивности звука самих источников, либо увеличением звукоизолирующих характеристик элементов ограждения кабины. В условиях организаций, эксплуатирующих стреловые краны, снижение шума корпуса двигателя может быть выполнено частичным его экранированием, причем акустическая эффективность экрана может быть рассчитана известными методами, приведенными в работах [1, 2].

Библиографический список

1. *Иванов Н.И.* Борьба с шумом и вибрациями на путевых и строительных машинах. / Н.И. Иванов. – 2-е изд, перераб. и доп.– М.: Транспорт, 1987. – 223 с.

2. Справочник по контролю промышленных шумов. –М.: Машиностроение, 1979. – 447 с.

3. *Pierre L.* Physique de base de I'insonorisation / Ind.Autmod, 1973.–N 8-9. –P. 465-481.

Материал поступил в редакцию 20.01.09.

E.B. SMIRNOV

ABOUT ACCOUNT OF ACOUSTIC PERFORMANCES IN CABINS OF THE JIB CRANES, THE INTERNAL-COMBUSTION ENGINE STIPULATED BY IMPACT

Process of formation of acoustic performances in cabins of jib cranes in-process surveyed. Dependences of formation of noise in cabins from external sources of an aerodynamic noise are detected and on the basis of it possible ways of drop of levels of a sound pressure on workplaces of crane operators.

СМИРНОВ Евгений Борисович (р. 1978), аспирант кафедры «Основы проектирования машин» Ростовского государственного университета путей сообщения. Окончил РГУНиГ им. И.М. Губкина (2000).
Область научных интересов - виброакустические характеристики на рабочих местах операторов кранов.
Имеет 5 научных работ.
smirnov@gmail.ru